

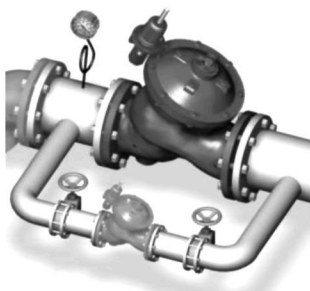
Funcionamiento de reguladores de presión en paralelo y en serie

Raúl Sánchez, Luis Juana, Leonor Rodríguez-Sinobas
Universidad Politécnica de Madrid (UPM), Departamento de Ingeniería Rural

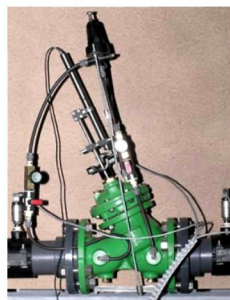
David J. Vicente, Francisco V. Laguna, Luis Garrote
UPM, Departamento de Ingeniería Civil: Hidráulica y Energética

1. Introducción. Objetivos

La regulación de presión está ampliamente extendida en las redes de distribución. Los dispositivos reguladores de presión más frecuentes están compuestos por una llave hidráulica, que es accionada por la presión del agua de la propia red. Estos dispositivos suelen denominarse válvulas reguladoras de presión VRP (PRV en inglés). En ocasiones, el caudal, según la demanda, sufre una variación considerable, caso en el que suelen disponerse dos VRP en paralelo (Fig. 1a). Asimismo, cuando la pérdida de carga necesaria en la regulación es demasiada elevada, y compromete el adecuado¹ funcionamiento del regulador, se disponen dos VRP en serie. La agrupación de varias VRP y los conductos oportunos suele denominarse estación reguladora de presión.



(a)



(b)

Figura 1. (a) Sistema reductor de presión típico [adaptado de Bermad Waterworks series 700-model 720 booklet]. (b) VRP DN 3" ensayada en laboratorio.

¹ Surgen problemas asociados a la presencia de cavitación severa, cuyo análisis detallado puede verse en Sánchez et al (2008).

En la disposición en paralelo, las VRP suelen tener tamaños distintos, de manera que la de menor tamaño trabaja cuando la demanda es pequeña y la mayor comienza a hacerlo cuando es grande. Así, la mayor, con mayor coste de sustitución y mantenimiento, aumenta su vida útil en la instalación.

En el caso del funcionamiento VRPs, se han simulado redes de distribución con elementos de regulación automática cuyo funcionamiento en régimen permanente ha sido incluido mediante modelos que tienen un carácter más conceptual que real (Jeppson y Davies, 1976; Chandrasekar, 1980; Collins, 1981; Berghout y Kuczera, 1997). Por otro lado, Presscott y Ulanicki (2003) han simulado, en régimen variable, una VRP con modelos matemáticos, basados en los fenómenos físicos que se producen en cada uno de los diferentes elementos de dicha llave. Es sintomático que no se haya encontrado en las referencias el análisis y contraste experimental de los mismos en situaciones de régimen permanente, caso particular del régimen variable. En el caso de los reguladores de presión de acción directa, no se ha encontrado contraste experimental de los modelos analíticos de los mismos, si bien éstos han sido estudiados empíricamente (Bernuth y Baird, 1990). Con la modelación de cada uno de los elementos que componen las llaves hidráulicas automáticas mediante principios físicos, se puede predecir con generalidad el funcionamiento real de VRPs en sistemas de riego (Sánchez, 2006).

El objetivo del presente trabajo es el de elaborar un modelo que permita predecir el funcionamiento de VRPs de distinto tamaño acopladas tanto en paralelo como en serie.

2. Materiales y métodos

Una VRP (ver Fig. 1) es accionada por la resultante del empuje que el fluido ejerce sobre sus partes móviles. Cuenta con un circuito de control automático por el que se produce un flujo paralelo al principal a través de la llave. Una llave piloto (Fig. 2a) es el controlador en dicho circuito.

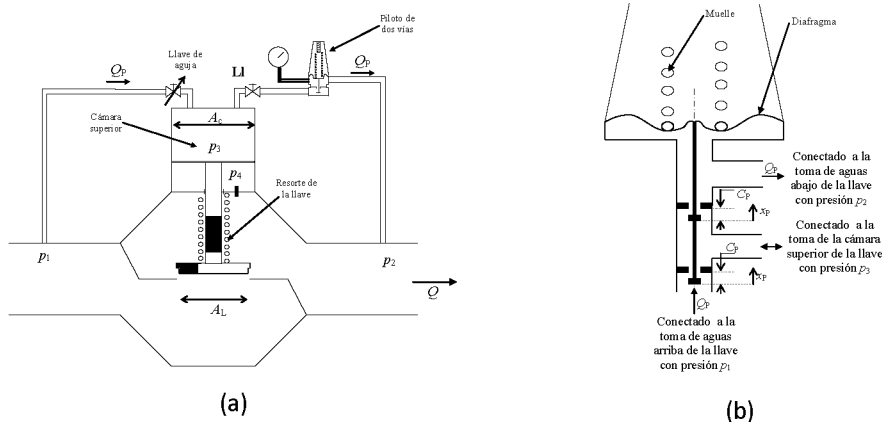


Figura 2. (a) Esquema de VRP, (b) Esquema de llave piloto de una VRP.

Modelo semianalítico del funcionamiento de una VRP en régimen permanente

Una fracción Q_p relativamente pequeña del gasto total Q circula por el circuito de control. Q_p es despreciable frente a Q , dado que la sección del circuito de control es varios órdenes de magnitud menor que la de la llave principal. Así, el gasto Q_L que circula por esta última puede expresarse:

$$Q_L = Q - Q_p \approx Q \quad [1]$$

De acuerdo con la ecuación de la energía, las pérdidas de carga que producen en el circuito de control ($h_{fp1-3} + h_{fp3-2}$) son iguales a las que se producen a través de la llave principal (h_{fL}). Si se desprecia la posible diferencia de cotas entre las secciones inmediatamente aguas arriba y aguas abajo de la llave, dicha ecuación de la energía se expresa:

$$h_1 = h_2 + h_{fL} = h_2 + h_{fp13} + h_{fp32} \quad [2]$$

donde los subíndices 1, 2 y 3 representan, respectivamente, la sección inmediatamente aguas arriba, la sección inmediatamente aguas abajo y la cámara superior de la llave principal.

Las pérdidas de carga tanto en la llave principal como en la llave piloto del circuito de control se han cuantificado a partir de la expresión que proporciona la ecuación general de la hidráulica para puntos singulares. Las pérdidas de carga en la llave se han expresado con el coeficiente adimensional de pérdidas de carga K , que depende de la posición x del elemento de cierre. Dicho coeficiente se ha expresado en la forma que sigue:

$$h_1 - h_2 = h_{fL} = K \frac{U^2}{2g} = \left[K_0 + K_1 \left(\frac{C}{x} - \frac{1}{\sqrt{K_1}} \right)^2 \right] \frac{Q^2}{2g\omega^2} \quad [3]$$

donde K_0 cuantifica las pérdidas de carga independientes de la posición del elemento de cierre y K_1 las que se deben al elemento de cierre. El coeficiente K de pérdidas de carga localizadas es mínimo cuando $x = C$, denominado carrera o desplazamiento máximo, y tiende a infinito cuando x tiende a 0, posición de llave completamente cerrada.

Las llaves piloto, en esencia, presentan la configuración representada en la Fig. 2, y aunque se dan variaciones específicas en los diferentes modelos disponibles en el mercado, la aplicación de la Ec. [3] es válida. Aceptando que la pérdida de carga por rozamiento en los tubos se produce en régimen de turbulencia completa, la relación que se ha obtenido a partir de las ecuaciones de la energía en el circuito de control es:

$$\frac{h_1 - h_3}{h_3 - h_2} = \frac{\left[K_{P13-0} + K_{P13-1} \left(\frac{1}{1 - x_P/C_P} - \frac{1}{\sqrt{K_{P13-1}}} \right)^2 \right]}{\left[K_{P32-0} + K_{P32-1} \left(\frac{1}{1 - x_P/C_P} - \frac{1}{\sqrt{K_{P32-1}}} \right)^2 \right]} \left(\frac{\omega_{32P}}{\omega_{13P}} \right)^2 \quad [4]$$

Las pérdidas de carga por rozamiento en los tubos quedan incluidas en los coeficientes K_{P13-0} y K_{P32-0} , que consideran las pérdidas de carga en el circuito de control independientes de la posición del elemento de cierre de la llave piloto.

La componente axial de la resultante de los empujes, la fuerza recuperadora del resorte y la fuerza de rozamiento sobre el elemento de cierre de la llave principal han de tener suma nula cuando dicho elemento no está situado en cualquiera de sus dos posiciones extremas. La fuerza de rozamiento tiene sentido opuesto al de la fuerza que origina el desplazamiento. El equilibrio dinámico del elemento de cierre de una llave hidráulica se ha expresado mediante la ecuación:

$$p_1 \cdot A_1 + p_4 \cdot A_4 - p_3 \cdot A_3 - p_2 \cdot A_2 - k_L \cdot (x_{0L} + x_L) \pm F_{rL} = 0, \quad 0 < x_L < C_L \quad [5]$$

donde el subíndice 4 hace referencia a la cámara inferior de la llave.

La componente axial de la resultante de empujes se ha aproximado mediante el producto de cada una de las presiones por los respectivos coeficientes equivalentes de empuje A, con dimensión $[L]^2$.

Para las llaves de cámara simple, como la representada en la Fig. 1b, se ha asumido que $p_4 \approx p_2$. Y dejando aparte la fuerza de rozamiento sobre el elemento de cierre, Ec. [5] se expresa ahora² como:

$$h_1 + h_2 \cdot \pi_{L2} - h_3 \cdot \pi_{L3} = \pi_{L1} \cdot (x_{0L} + x_L), \quad 0 < x_L < C_L \quad [6]$$

donde

$$\pi_{L1} = \frac{k_L}{\gamma \cdot A_1}, \quad \pi_{L2} = \frac{A_2}{A_1}, \quad \pi_{L3} = \frac{A_3}{A_1}$$

Análogamente al equilibrio dinámico del elemento de cierre de la llave principal, el correspondiente a una llave piloto como la representada en Fig. 2, y obviando también la fuerza de rozamiento, se ha modelado con:

² $h=p/\gamma$ es la altura de presión.

$$h_2 = \pi_{p2} \cdot (x_{0L} + x_L) - h_1 \cdot \pi_{p1} =, \quad 0 < x_L < C_L \quad [7]$$

donde

$$\pi_{p1} = \frac{A_{1P}}{A_{2P}}, \quad \pi_{p2} = \frac{k_P}{\gamma \cdot A_{2P}}$$

Con las ecuaciones [3], [4], [6] y [7] se ha modelado el funcionamiento en régimen permanente de la llave representada. Las variables de estado son seis (h_1 , h_2 , h_3 , Q , x_L y x_P). Con las dos ecuaciones $f_1(h_1, Q) = 0$ y $f_2(h_2, Q) = 0$, correspondientes a las condiciones de contorno aguas arriba y aguas abajo, respectivamente, se cierra el modelo.

El modelo requiere conocer los parámetros π_{L1} , π_{L2} , π_{L3} , x_{0L} , C_L , K_{L0} , K_{L1} , π_{p1} , π_{p2} , C_P , K_{13P0} , K_{13P1} , K_{32P0} y K_{32P1} . Los detalles sobre la calibración del modelo pueden encontrarse en Sánchez (2006). El parámetro x_{0P} establece la presión de consigna para la regulación.

En la Fig. 3 se muestra uno de los ensayos experimentales empleados para contrastar y calibrar el modelo. Se han calibrado dos VRPs, una con DN 3" y otra con DN 2". Las posiciones de los elementos de cierre de la llave principal y de la llave piloto se muestran mediante los grados de apertura, $GA_L = x_L/C_L$ y $GA_P = 1 - x_P/C_P$, respectivos.

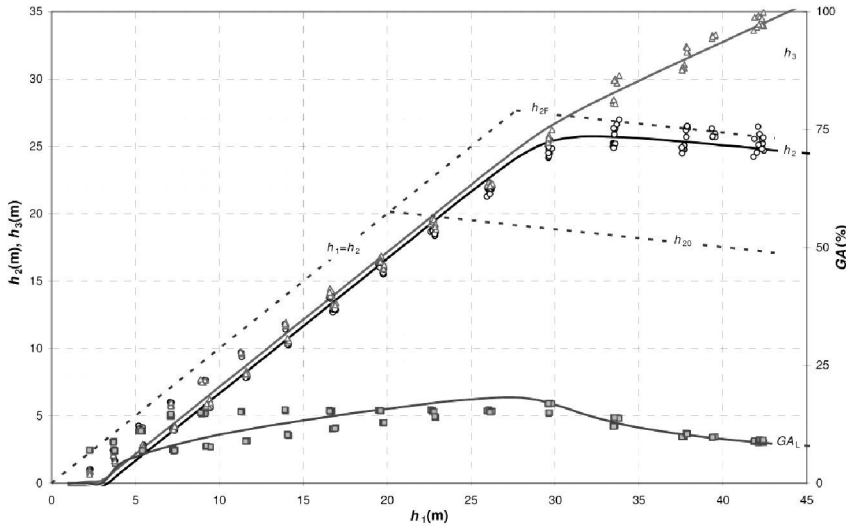


Figura 3. Contraste experimental del modelo de VRP DN 3" con condición de contorno aguas abajo f_2 fija y condición de contorno aguas arriba f_1 variable. Se muestran la altura de presión inmediatamente aguas abajo de la VRP h_2 , la altura de presión en la cámara superior de esta h_3 y su grado de apertura GA_L .

Modelo de VRPs en paralelo y en serie

El modelo arriba descrito se ha usado para estudiar el funcionamiento de VRPs acopladas en paralelo y en serie. Se han determinado las condiciones aguas abajo de cada VRP de manera

que las alturas de presión h_2 en la sección inmediatamente aguas abajo de cada VRP se corresponden con el tipo de acople. Y los caudales desaguados por ambas se corresponden, según el tipo de acople, con la condición de contorno aguas abajo del conjunto.

La condición de contorno global que se ha usado es:

$$Q = C_D \sqrt{h_2 - \Delta z} \quad [8]$$

Δz sería el “desnivel” entre la sección inmediatamente aguas abajo de las VRPs y el desagüe puntual equivalente de la red de distribución.

La Ec. [8] también permite expresar las condición de contorno individual de cada VRP.

En el acople en paralelo, el coeficiente de desagüe C_D debe ser igual a la suma de C_D^A y C_D^B , y h_2 debe ser igual a h_2^A y h_2^B , donde los superíndices **A** y **B** hacen referencia a la VRP correspondiente.

En el acople en serie, el coeficiente de desagüe de la VRP **B** C_D^B , la situada aguas abajo en el conjunto, es igual a C_D . Se determina C_D^A para que a la altura de presión h_2^A el caudal que circula por la VRP **A** sea igual que circula por la VRP **B**, con altura de presión h_2^B en su sección inmediatamente aguas abajo.

3. Resultados y discusión

En la Fig. 4 se muestra el funcionamiento de dos VRPs cuando funcionan aisladas. Se ha elegido una compresión del resorte de la llave piloto x_{op} tal que la altura de presión h_2 aguas abajo sea del orden de 30 m.

En las Fig. 4a y 4b puede apreciarse que h_2 varía según h_1 . Con el mismo ajuste de x_{op} y cuando la condición aguas arriba se mantiene y queda definida por $h_1 = 60$ m, se aprecia que h_2 también cambia, en este caso, con el caudal³. No obstante, hasta el momento en el que se produce $GA_L = 1$, apenas cambia en la VRP de 3”.

En las redes de distribución tiene interés estudiar el funcionamiento cuando se modifica la condición de contorno aguas abajo, es decir, al variar la demanda. Y, dado que algunas redes se abastecen desde bombeos directos a red, también tiene interés el estudiarlo con la variación de la condición de aguas arriba en este trabajo. No obstante, por cuestiones de concisión dicho estudio no se aborda en este trabajo.

Con las VRPs ajustadas conforme a la situación mostradas en las Fig. 4a a 4c, se han simulado los comportamientos al acoplarlas en paralelo y en serie.

³ Aunque se representa la velocidad media U , esta es proporcional al caudal Q , con coeficiente de proporcionalidad $\omega_n = Q/U$.

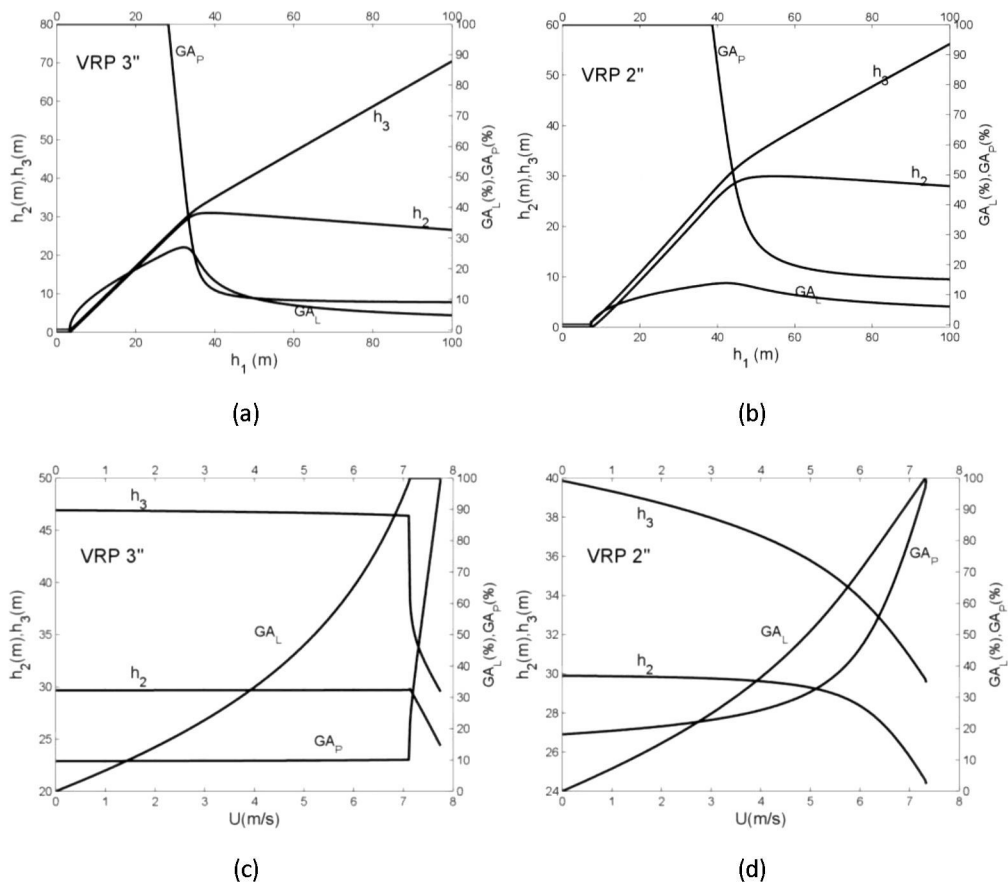


Figura 4. Funcionamiento aislado de una VRP (a) y (b) C_D constante, $\Delta z = 0$ y h_1 variable, (c) y (d) $\Delta z = 0$, $h_1 = 0$ y C_D variable.

En la Fig. 5a se muestran los resultados del modelo para un sistema de regulación de presión compuesto por dos VRPs, una de 3" y otra de 2", en paralelo. La altura de presión aguas arriba $h_1 = 60$ m. Puede apreciarse que efectivamente, para los caudales menores, el caudal que fluye a través de la VRP mayor es pequeño. En la Fig. 5b se muestran los resultados para un sistema de regulación con dos VRPs, ambas de 3", en serie. En este caso, la altura de presión aguas arriba h_1 es variable, mientras que la condición de aguas abajo se ha mantenido constante. Puede apreciarse que h_{2B} , la altura de presión aguas abajo del sistema, se puede considerar que se mantiene regulada a unos 30 m hasta que h_1 es del orden de 50 m.

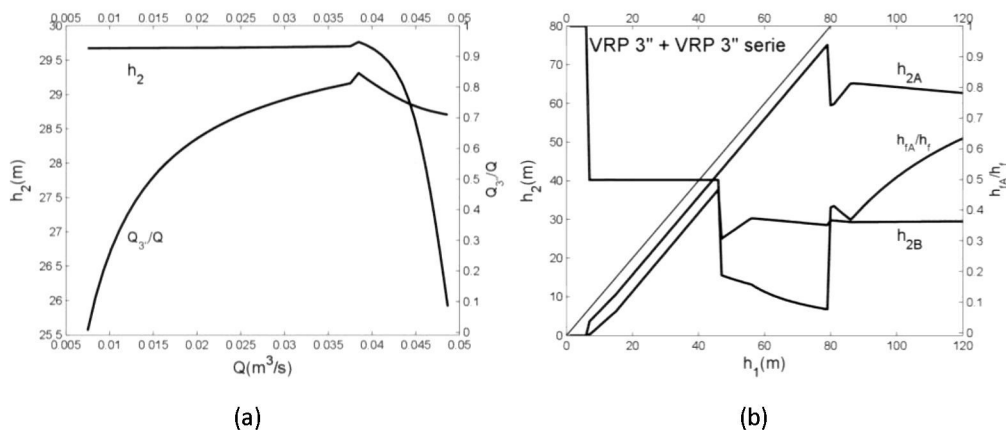


Figura 5. (a) dos VRPs, una de 3" y otra de 2", en paralelo, (b) dos VRPs, ambas de 3", en serie.

4. Conclusiones

El modelo de una VRP permite analizar el funcionamiento combinado tanto en serie como en paralelo. Dicho modelo ha de permitir abordar análisis detallados relativos a varias VRPs.

Agradecimiento

Los autores desean agradecer al CDTI la financiación del proyecto TEcoAgua (CENIT-E) y al MICINN la financiación de proyecto AGL2008-00153/AGR.

Referencias

- BERGHOUT, B.L., KUCZERA G., 1997, Network linear programming as pipe network hydraulic analysis tool. Journal of Hydraulic Engineering, ASCE. Vol. 123, no. 6, pp. 549-559.
- BERNUTH, R. D. von, BAIRD, D., 1990, Characterizing pressure regulator performance. Transactions of the ASAE. Vol. 33, no. 1, pp. 145-150.
- CHANDRASHEKAR, M., 1980, Extended set of components in pipe networks. Journal of Hydraulics Division, ASCE. Vol. 106, no. 1, pp. 133-149.
- COLLINS, M.A., 1981, Discussion of Extended set of components in pipe networks. Journal of Hydraulics Division, ASCE. Vol. 107, no. 1, pp. 149-152.
- JEPPSON, R.W., DAVIS, A.L., 1976, Pressure reducing valves in pipe network analyses. Journal of Hydraulics Division, ASCE. Vol. 102, no. 7, pp. 987-1001.
- PRESCOTT, S. L., ULANICKI, B., 2003, Dynamic modeling of pressure reducing valves. Journal of Hydraulic Engineering, ASCE. Vol. 129, No. 10, pp. 804-812.
- SÁNCHEZ, R., 2006, Caracterización de llaves hidráulicas automáticas y modelación de su funcionamiento en sistemas de riego. Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Madrid.
- SÁNCHEZ, R., JUANA, L., LAGUNA, F. V., RODRÍGUEZ-SINOBAS, L., 2008, "Estimation of Cavitation Limits From Local Head Loss Coefficient", J. Fluids Eng., Vol. 130, Issue 10, 101302 (9 pages) <http://dx.doi.org/10.1115/1.2969453>.